

doi:10.11835/j.issn.1674-4764.2016.02.011



太阳能喷射-压缩复合制冷系统的实验及仿真

郑慧凡, 陈银龙, 田国记, 王兴豫, 范晓伟, 梁耀华

(中原工学院 能源与环境学院, 郑州, 450007)

摘要:建立了太阳能喷射-压缩复合制冷系统的实验研究平台,基于 EES 软件程序进行系统稳态仿真,实验验证了仿真模拟程序的正确性,分析了不同发生温度、中间温度对系统性能的影响。研究表明,在中间温度和冷凝温度不变的情况下,随着发生温度的升高,总功率先降低后升高,系统 EER 先升高后降低;同时,系统 COP 呈先逐渐升高而后降低的趋势。在研究范围内,最优发生温度工作区域为 78~80 °C,此时,系统的总耗功量最小;最优中间温度工作区域为 7~10 °C,此时,系统制冷量达 2 245 W, EER 最高为 3.39。

关键词:喷射-压缩复合制冷;仿真;最优中间温度;最优发生温度

中图分类号: TB65 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-4764(2016)02-0084-06

Experiment and simulation of solar ejector-compression combined refrigeration system

Zheng Huifan, Chen Yinlong, Tian Guoji, Wang Xingyu, Fan Xiaowei, Liang Yaohua

(School of Energy and Environment, Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou, 450007, P. R. China)

Abstract: An experiment and simulation of solar ejector-compression combined refrigeration system were conducted, and the results of the simulation model was verified with experimental data. The influence of the generator temperature and middle-temperature on solar ejector-compression combined refrigeration system has been studied. Research shows that: with the increasing of generator temperature, it is found that the COP and the EER increase first and then decline, and the power consumption decreases first and then increases at the same time. In addition, it was seen that there exists the optimal generator temperature and the optimal middle-temperature, and the optimal generator temperature and middle-temperature are between 78 and 80 °C, 7 and 10 °C over the range of research conditions respectively. The minimum total power consumption can be obtained, when the optimal generator temperature are from 78 to 80 °C, and the maximum cooling capacity and EER can reach to 2 245 W, 3.39 respectively when the optimal middle-temperature and from 7 to 10 °C.

Keywords: ejector-compression combined refrigeration system; simulation; the optimal middle-temperature; the optimal generator temperature

收稿日期: 2015-03-25

基金项目: 国家自然科学基金(51176207, 51306214); 河南省高校科技创新人才计划(14HASTIT003); 河南省省级骨干教师基金(2013GGJS-114)

作者简介: 郑慧凡(1976-), 女, 博士, 副教授, 主要从事太阳能制冷技术利用研究, (E-mail) zhenghuifan@163.com.

Received: 2015-03-25

Foundation item: National Natural Science Foundation of China (No. 51176207, 51306214); Henan Province Project for the Innovative Talents Plan (No. 14HASTIT003); Henan Province Project for the Excellent Youth Scholars of Higher Education of China (No. 2013GGJS-114)

Author brief: Zheng Huifan(1976-), PhD, associate professor, main research interest: solar refrigeration technology, (E-mail) zhenghuifan@163.com.

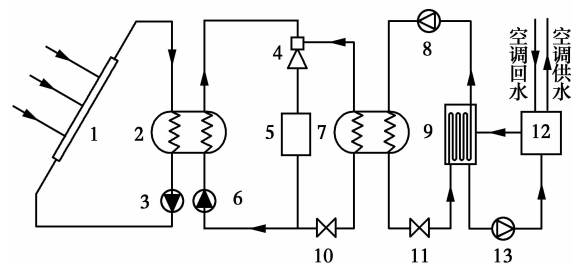
随着环境污染和能源危机的日益加剧,太阳能、风能等清洁能源越来越受到人们的重视,在太阳能利用技术中,太阳能喷射制冷系统以其结构简单、运动部件少等优点在制冷领域应用越来越广^[1]。近年来,许多学者对其特性进行了研究,Alexis等^[2]结合雅典地区的气候特点,分析了以R134a为制冷剂的太阳能喷射制冷系统的运行特性;Ersoy等^[3]以R123为制冷剂,研究了太阳能喷射制冷系统在土耳其南部诸城市的逐时运行性能;Clemens等^[4]以水作为制冷剂,对太阳能喷射制冷系统进行了实验研究,实验测试了当太阳辐射量逐时变化时,系统的制冷量、COP等参数随蒸发温度和冷凝温度的变化;Bogdan等^[5-6]对太阳能喷射制冷系统的蓄能性能进行了数值计算和实验研究,分析了集热面积、集热效率、蓄能量等参数的关系,研究表明:蓄冷装置的设计大大提高了系统的工作稳定性和房间的热舒适度;Yu等^[7]理论分析了以R134a为制冷剂的太阳能喷射制冷系统,结果表明:在发生温度为80℃,冷凝温度为30℃,蒸发温度为15℃时,亚临界COP为0.45,跨临界COP为0.75;Zhang等^[8]建立了计算模型,模拟分析了R236fa作为制冷剂,太阳能喷射制冷系统的运行性能,指出典型工况条件下,COP为0.413,COP₀可达0.243;Chidambarama等^[9]对单一和复合太阳能制冷系统进行了综述,指出蓄能系统的设计是太阳能制冷的下一个研究方向;2013年,Ali等^[10]对太阳能热利用空调技术进行了全面的总结,指出太阳能空调技术未来研究重点应该致力于系统效率的提高和运行稳定性方面。

由上述文献可知,单一太阳能喷射制冷系统受太阳辐射的影响难以持续稳定的工作,其推广使用受到了较大限制。基于此,Sun等^[11]提出了一种全新的喷射-压缩复合系统,研究表明:与常规电压缩系统相比,相同制冷量情况下,该复合系统可以节能50%;Jorge等^[12]将太阳能喷射制冷的蒸发器与压缩系统的冷凝器合二为一,提出了喷射-压缩中冷器复合形式,并分析了以R134a、R142b和R114作为制冷剂时系统的综合性能;Praitoon等^[13-14]研究了蒸汽压缩-喷射制冷系统中冷热源温度以及喷嘴对于循环COP、压缩机压力比、制冷能力等参数的影响;Ruangtrakoon等^[15]对喷射器串联级数与实际工

况的关系进行了研究,指出在其他工况相同时,串联喷射器级数越高,喷射式制冷系统在低蒸发温度下效率越高。同时,冷凝器压力也会直接影响喷射器工作,当喷射器出口压力过高时,喷射器引射系数将大幅降低,影响系统工作效率;Yan等^[16]对风冷情况下的喷射式制冷系统进行了理论模拟;田琦等^[17-18]对太阳能喷射复合系统进行了研究。但关于喷射-制冷复合制冷系统的仿真模型研究尚不多见,关于中间温度和发生温度优化运行的研究更少。基于此,本文建立太阳能喷射-压缩复合制冷系统仿真模型,实验验证模型的准确性,并重点分析发生温度、中间温度等参数对系统性能的影响。

1 复合系统

太阳能喷射-压缩复合系统工作原理如图1所示。该复合系统主要包括3个子系统:太阳能集热子系统、喷射-压缩复合制冷子系统和空调冷冻水子系统。其中,太阳能集热子系统主要由太阳能集热器、发生器和水泵组成,为喷射制冷系统提供热源;喷射-压缩复合制冷子系统主要由喷射器、冷凝器、工质泵、中冷器、压缩机、蒸发器、和节流阀组成;空调冷冻水系统主要包括蒸发器、冷冻水箱和水泵。



注:1.太阳能集热器、2.发生器、3.水泵、4.喷射器、5.冷凝器、6.工质泵、7.中冷器、8.压缩机、9.蒸发器、10.节流机构、11.节流机构、12.冷冻水箱、13.水泵

图1 复合制冷系统工作原理图

Fig.1 The diagram of combined refrigeration system

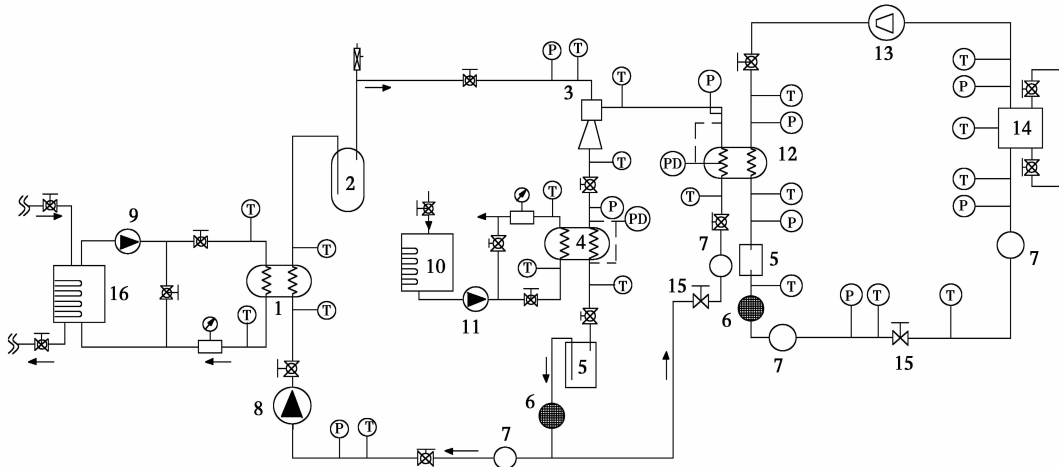
2 系统实验装置和仿真算法设计

2.1 系统实验装置

复合系统的实验装置如图2所示。在发生器、喷射器、蒸发器和冷凝器的进出口分别设置压力变送器,精度为 $\pm 0.25\%$;温度测量采用PT100铂电

阻温度计,测量误差为 $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,分别布置在各个设备的制冷剂侧和水侧的进出口处;流量测量采用电磁流量计,精度为 0.5% 级;功率测量采用型号为

XJ93 系列的功率变送器,精度为 $\pm 0.5\%$ 。所有测量参数均通过数据采集系统自动采集。有关实验平台更详细的内容参考文献[19]。



注: 1.发生器; 2.气液分离器; 3.喷射器; 4.冷凝器; 5.储液器; 6.干燥过滤器; 7.视镜; 8.工质泵; 9.热水泵; 10.冷凝水箱; 11.冷凝水泵; 12.中冷器; 13.压缩机; 14.蒸发器; 15.节流阀; 16.发生水箱

图 2 太阳能喷射-压缩复合制冷系统装置图

Fig. 2 Experiment setup of solar ejector-compression combined refrigeration system

2.2 系统的模拟计算

2.2.1 主要计算式 制冷量 Q_e 为

$$Q_e = m_e(h_9 - h_8) \quad (1)$$

式中: m_e 为蒸发器的制冷剂流量, kg/s ; h_8 为蒸发器的进口焓值, kJ/kg ; h_9 为蒸发器的出口焓值, kJ/kg 。

工质泵的耗功量

$$W_p = m_g(h_5 - h_4)/\eta_p \quad (2)$$

式中: m_g 为发生器的制冷剂流量, kg/s ; h_5 为发生器入口处的制冷剂焓值, kJ/kg ; h_4 为冷凝器出口焓值, kJ/kg ; η_p 为工质泵的效率, 取 0.8。

压缩机的耗功量

$$W_{\text{com}} = m_{\text{com}}(h_{10} - h_9)/\eta_{\text{com}} \quad (3)$$

式中: m_{com} 为电压缩系统的流量, kg/s ; h_9 为蒸发器的出口焓值, kJ/kg ; h_{10} 为中冷器冷凝侧进口焓值, kJ/kg ; η_{com} 为压缩机效率。

忽略工质泵的耗功和其他热量, 喷射系统的热平衡式为

$$Q_{e,\text{int}} + Q_g = Q_e \quad (4)$$

系统总功耗表示为

$$W = W_p + W_{\text{com}} \quad (5)$$

复合系统的能效比 EER 可表示为

$$\text{EER} = \frac{Q_e}{W} \quad (6)$$

2.2.2 误差分析 实验过程中, 测量的数据都只能近似地表示真实值, 尽管采取了很多措施, 但采集值与真实值之间仍然存在一定的偏差, 而实验的误差只能尽量减小, 不可能避免。因此, 对实验系统进行了误差分析。

由于该实验为间接测量, 故采用不确定度进行误差分析。取本次实验的工况, 蒸发温度为 $-15\sim 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 发生温度为 $70\sim 85\text{ }^{\circ}\text{C}$, 冷凝温度为 $30\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, 中间温度为 $0\sim 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。进行了 Q_e 、功率及 EER 的不确定度分析。

制冷量 Q_e 的不确定度为

$$\frac{\Delta Q_e}{Q_e} = \sqrt{\left(\frac{\Delta m_e}{m_e}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{e,\text{int}}}{T_{e,\text{int}}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{e,\text{out}}}{T_{e,\text{out}}}\right)^2} = 8.37\%$$

实验中工质泵和压缩机的功率采用功率变送器测量, 其精度为 $\pm 0.5\%$ 。所以, 功率的不确定度为 0.5% 。

太阳能喷射制冷系统 EER 的不确定度为

$$\frac{\Delta \text{EER}}{\text{EER}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta Q_e}{Q_e}\right)^2 + \left(\frac{\Delta W}{W}\right)^2} = 8.38\%$$

基于上述误差分析可知, 制冷量的误差为 8.37% 、泵功率误差为 0.5% 、系统 EER 的误差为 8.38% , 均在允许误差范围之内, 符合实验测量要求。

2.2.3 系统仿真算法设计 基于上述主要算式, 对

太阳能喷射-压缩复合系统的仿真算法进行了设计,并基于 EES 软件建立了系统的稳态仿真模型,主要用来预测一定工况下系统稳态运行的性能。也可用于分析压缩机、中冷器、膨胀阀、蒸发器、发生器、喷射器、冷凝器及工质泵等各部件的耦合特性,如图 3 所示,系统的输入参数包括:各部件的结构尺寸,进出口温度、压力,质量流量和水侧入口温度、流量等,其中, m_{int} 为中冷器冷凝侧制冷剂的质量流量, m_v 为膨胀阀中的质量流量, m_e 为引射流体流量;输出参数包括: COP、制冷量、喷射系数以及水侧出口温度等。

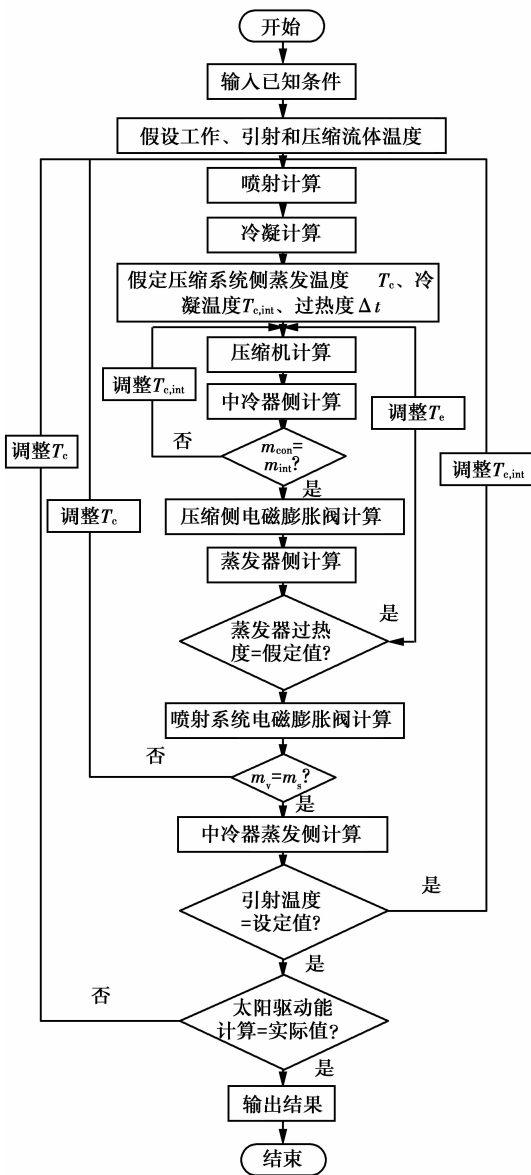


图 3 太阳能喷射-压缩复合制冷系统仿真算法流程图
Fig. 3 Simulation flow chart of solar ejector-compression combined refrigeration system

3 系统性能分析

3.1 模型验证

为了验证模型的准确性,图 4 给出了实验值和模拟计算 EER 值的对比,其中蒸发温度取 $-5\text{ }^\circ\text{C}$,中间温度取 $10\text{ }^\circ\text{C}$,冷凝温度取 $35\text{ }^\circ\text{C}$ 。由图可知,模拟计算值与实验值的变化趋势相似,该模型可以进行复合系统性能预测。两者最大误差为 18.7%,平均误差为 14.9%。模拟值和实验值出现差异的主要原因在于仿真程序进行了简化和假定,且内部蒸发器、中冷器等模型均采取了稳态计算模型。

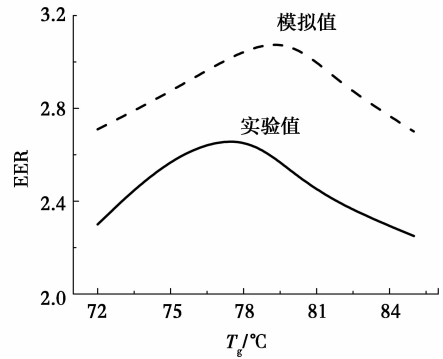


图 4 模拟程序验证

Fig. 4 Validation of simulation model

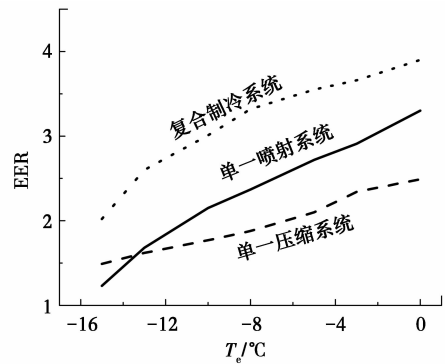


图 5 EER 随蒸发温度变化图

Fig. 5 Variation of EER with evaporator temperature

3.2 系统性能分析

本文计算分析了蒸发温度为 $-15\sim 0\text{ }^\circ\text{C}$,发生温度为 $70\sim 85\text{ }^\circ\text{C}$,冷凝温度为 $30\sim 40\text{ }^\circ\text{C}$,中间温度为 $0\sim 20\text{ }^\circ\text{C}$ 时的系统性能。

图 5 给出了不同蒸发温度下,3 种系统 EER 的曲线图。由图可知,冷凝温度为 $35\text{ }^\circ\text{C}$,发生温度为 $80\text{ }^\circ\text{C}$,中间温度为 $10\text{ }^\circ\text{C}$,蒸发温度为 $-15\sim 0\text{ }^\circ\text{C}$ 时,复合系统的 EER 均高于单一喷射系统和单一电压压缩系统。

3.2.1 发生温度对系统性能影响 图 6、7 分别给出了蒸发温度为 -5 、 -10 和 -15 $^{\circ}\text{C}$ ，中间温度为 10 $^{\circ}\text{C}$ ，冷凝温度为 35 $^{\circ}\text{C}$ 时，发生温度对复合系统 EER 和功耗的影响。由图可知，随着发生温度的升高，系统 EER 呈现先上升后下降的趋势，总功耗则呈先下降后上升的趋势；相同发生温度下，随着蒸发温度的升高，系统 EER 和功耗均呈现上升趋势。在不同蒸发温度下。当发生温度为 $78\sim 80$ $^{\circ}\text{C}$ 时，EER 最大，功耗最小，因此，在复合系统设计时，应尽量将系统的发生温度控制在 $78\sim 80$ $^{\circ}\text{C}$ 。

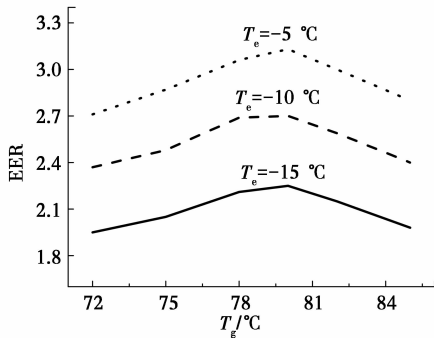


图 6 发生温度对 EER 的影响

Fig. 6 Variation of EER with generator temperature

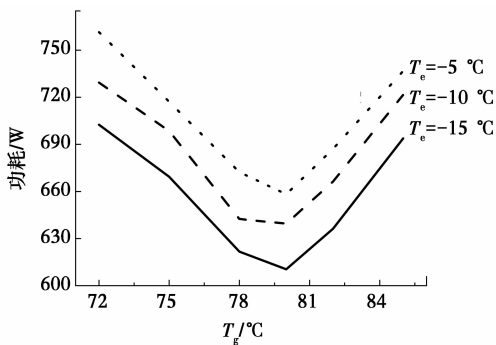


图 7 发生温度对功耗的影响

Fig. 7 Variation of power consumption with generator temperature

3.2.2 中间温度对系统性能影响 图 8 给出了当系统冷凝温度为 35 $^{\circ}\text{C}$ ，发生温度为 80 $^{\circ}\text{C}$ 时，系统制冷量随中间温度变化的趋势。由图可知，系统制冷量随中间温度的升高逐渐减小，究其原因为电压缩系统的冷凝温度升高，致使制冷能力下降；同时，随着蒸发温度的升高，系统的制冷量逐渐增大。当中间温度为 $5\sim 20$ $^{\circ}\text{C}$ ，蒸发温度为 -15 、 -10 、 -5 $^{\circ}\text{C}$ 时，制冷量的最大值分别为 $1\ 545$ 、 $1\ 797$ 、 $2\ 245$ W，最小值为 998 、 $1\ 206$ 、 $1\ 325$ W。

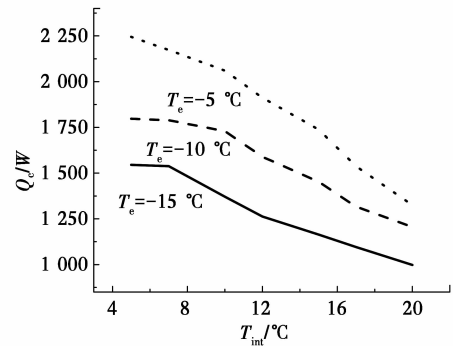


图 8 中间温度对制冷量的影响

Fig. 8 Variation of refrigerating capacity with middle-temperature

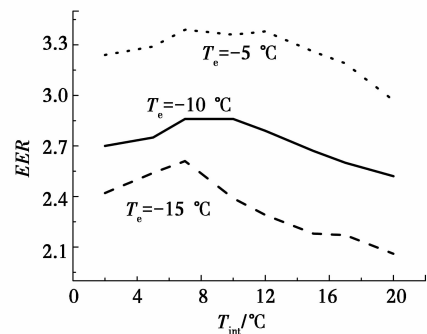


图 9 中间温度对 EER 的影响 ($T_g = 80$ $^{\circ}\text{C}$)

Fig. 9 Variation of EER with middle-temperature ($T_g = 80$ $^{\circ}\text{C}$)

图 9 为蒸发温度为 -5 、 -10 和 -15 $^{\circ}\text{C}$ ，复合系统 EER 随中间温度为 $2\sim 20$ $^{\circ}\text{C}$ 时的变化曲线。由图可知，与传统制冷系统一致，EER 随蒸发温度的升高整体升高。同时，当中间温度逐渐升高时，EER 呈先升高后降低的趋势，与实验分析的结果相吻合。当中间温度为 $7\sim 10$ $^{\circ}\text{C}$ 时，EER 达到最大，分别为 3.39 、 2.86 、 2.61 。同时，EER 随中间温度的下降幅度略大于上升的幅度。当蒸发温度为 -15 $^{\circ}\text{C}$ 时，EER 在中间温度达 7 $^{\circ}\text{C}$ 以后下降趋势更为剧烈，表明若蒸发温度较低，则最优中间温度的范围也会有所减小。

综上所述，选取合适的中间温度对复合系统的意义重大。本系统中，最优中间温度为 $7\sim 10$ $^{\circ}\text{C}$ ，此时 EER 最大，其最大值可以达到 3.39 。

图 10 为蒸发温度为 -5 、 -10 和 -15 $^{\circ}\text{C}$ ，冷凝温度为 35 $^{\circ}\text{C}$ ，发生温度为 80 $^{\circ}\text{C}$ 时，系统总功率随着中间温度变化的曲线图。由图可知，随着中间温度的升高，系统的总功耗降低，其范围在 $446\sim$

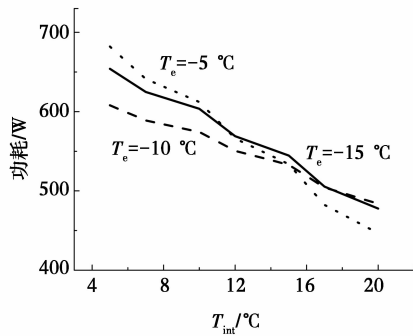


图 10 中间温度对功耗的影响 ($T_g=80\text{ }^\circ\text{C}$)

Fig. 10 Variation of power consumption with middle-temperature ($T_g=80\text{ }^\circ\text{C}$)

787 W。当蒸发温度为 -5 、 -10 和 $-15\text{ }^\circ\text{C}$ 时的最大功耗分别为 787、759、713 W。此外,经分析表明,在总功耗中,压缩机功耗所占的比例较大,约为 70%。

4 结 论

本文对太阳能喷射-压缩复合制冷系统工作原理进行了分析,建立了复合系统稳态仿真模型,并实验验证了模型的正确性。计算并分析了发生温度、中间温度对系统性能的影响。主要研究结论如下:

1) 复合系统的 EER 均高于单一喷射系统和单一电压缩系统,一定研究工况下,复合系统、单一喷射与单一压缩 3 个系统的 EER 最大值分别为 3.39、2.86 和 2.61。

2) 在中间温度和冷凝温度不变的情况下,随着发生温度的升高,EER 先升高后降低,总功率则先降低后升高;同时,COP 呈先逐渐升高而后降低的趋势。研究表明,当中间温度为 $10\text{ }^\circ\text{C}$,冷凝温度为 $35\text{ }^\circ\text{C}$,蒸发温度分别为 -5 、 -10 和 $-15\text{ }^\circ\text{C}$,发生温度最优工作范围为 $78\sim 80\text{ }^\circ\text{C}$,此时,系统的总耗功量最小,EER 达到最大,COP 分别为 0.38、0.37、0.35。

3) 中间温度对复合系统整体性能的影响显著。EER 随中间温度升高先上升后下降,制冷量随中间温度的升高逐渐减小。当冷凝温度为 $35\text{ }^\circ\text{C}$,发生温度为 $80\text{ }^\circ\text{C}$,蒸发温度分别为 -5 、 -10 和 $-15\text{ }^\circ\text{C}$ 时,存在最优的中间温度范围为 $7\sim 10\text{ }^\circ\text{C}$,此时系统 EER 达到最高,其对应的 EER 最大值分别为 3.39、2.86、2.61,且制冷量最高可达 2 245 W。

参考文献:

[1] DORANTES R, ESTRADA C A, PILATOWSKY I,

Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system [J]. Applied Thermal Energy, 1996, 16(8): 669-675.

[2] ALEXIS G K, KARAYIANNIS E K. A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athens area [J]. Renewable Energy, 2005, 30(9): 1457-1469.

[3] ERSOY K H, YALCIN S, YAPICI R. Performance of a solar ejector cooling-system in the southern region of Turkey [J]. Applied Energy, 2007, 84(9): 971-983.

[4] CLEMENS P, AHMED H, ALIB H. Experimental study on the performance of a solar driven steam jet ejector chiller [J]. Energy Conversion and Management, 2008, 49(11): 3318-3325.

[5] BOGDAN M, DIACONU S V, ARMANDO C O. Numerical simulation of a solar-assisted ejector air conditioning system with cold storage [J]. Energy, 2011, 36(2): 1280-1291.

[6] BOGDAN M D. Energy analysis of a solar-assisted ejector cycle air conditioning system with low temperature thermal energy storage [J]. Renewable Energy, 2012, 37(1): 266-276.

[7] YU J L, LI Y Z. A theoretical study of a novel regenerative ejector refrigeration cycle [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(3): 464-470.

[8] ZHANG B, SONG X T, LV J S, et al. Study on the key ejector structures of the waste heat-driven ejector air conditioning system with R236fa as working fluid [J]. Energy and Buildings, 2012, 49(1): 209-215.

[9] CHIDAMBARAM L A, RAMANA A S, KAMARAJ G. Review of solar cooling methods and thermal storage options [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(6): 3220-3228.

[10] AL A, HWANG Y, RADERMACHER R. Review of solar thermal air conditioning technologies [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(11): 1-19.

[11] SUN D W. Solar powered combined ejector-vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration [J]. Energy Conversion Management, 1997, 38(5): 479-491.

[12] JORGE I H, RUBEN J, DORANTE R. The behaviour of a hybrid compressor and ejector refrigeration system with refrigerants 134a and 142b [J]. Applied Thermal